

## К ВОПРОСУ О ЗАВИСИМОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРУЮЩИХ СИЛ В МОТОРНЫХ УСТАНОВКАХ ОТ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА

А. Т. БОЛГОВ

(Представлено проф. докт. техн. наук В. К. Нечаевым)

Силы, демпфирующие крутильные колебания валов моторных установок с поршневыми ДВС, оцениваются с помощью различных коэффициентов демпфирования.

В имеющейся литературе по крутильным колебаниям, как правило, численные значения коэффициентов демпфирования ставятся в зависимость только от типа установки (автомобильная, судовая и т. д.) и от общего (принципиального) вида кривой формы резонансных колебаний (одноузловые, двухузловые колебания и т. д.).

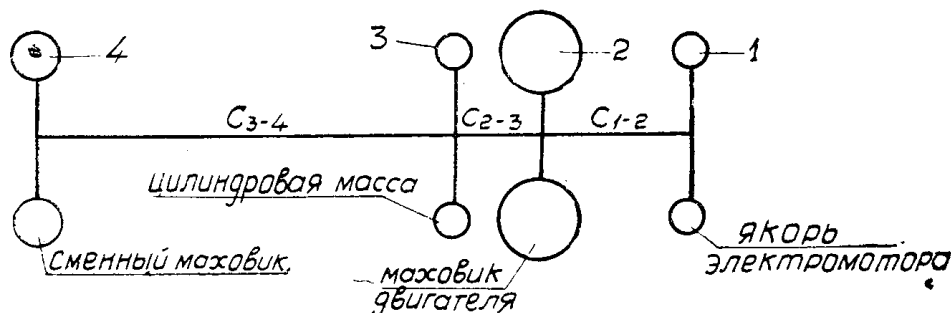
В. К. Житомирский [1] указывает, что величины коэффициентов демпфирования по Видлеру зависят также от порядка резонансных колебаний.

В. К. Нечаев [2] показал, что численные значения обобщенных (суммарных) коэффициентов демпфирования по теориям Видлера и Льюиса зависят от многих факторов, в частности, от величины моментов инерции масс установки (конструктивные параметры системы) и порядка резонансных колебаний.

Для исследования некоторых из этих зависимостей автором под руководством профессора-доктора В. К. Нечаева были проведены опыты на экспериментальной установке, созданной в лаборатории ДВС Томского политехнического института.

Цель настоящей статьи — изложение некоторых результатов этих опытов.

Крутильная схема опытной установки представлена на фиг. 1.



Фиг. 1

В состав описываемой установки входили: электромотор постоянного тока (с параллельным возбуждением), одноцилиндровый двигатель типа Л-3, сменный маховик. Сменный маховик присоединялся к двигателю при помощи длинного вала (участок 3—4 на фиг. 1). Длинный вал был применен с целью снижения частоты собственных колебаний вала установки до значений, соответствующих частотам собственных колебаний валов судовых установок с многоцилиндровыми двигателями.

Крутильные колебания в описываемой установке вызывались силами инерции возвратно-поступательно двигающихся масс шатунно-кривошипного механизма двигателя. При таком „инерционном“ возбуждении колебаний отпадает необходимость в изготовлении специального возбудителя и имеется возможность точного аналитического определения гармонических составляющих возбуждающего момента. Основной недостаток инерционного возбуждения заключается в том, что при нем можно получить достаточно большие гармоники возбуждающего момента только первых трех-четырех порядков. В нашем случае мы ограничились анализом колебаний второго ( $h=2$ ) и третьего ( $h=3$ ) порядков.

Головка двигателя была снята. Вал установки приводился во вращение с помощью электромотора. Число оборотов электромотора могло регулироваться в широком интервале с помощью реостатов, включенных в цепь якоря и возбуждения электромотора.

Было изготовлено 3 сменных маховика различных размеров. Маховикам были присвоены условные индексы: меньшему—II, среднему—III, большему—IV. Любой из этих маховиков мог быть установлен и надежно закреплен на правом конце длинного вала 3—4 (фиг. 1).

Таким образом была создана возможность экспериментального исследования вибраций в трех опытных установках, различавшихся между собой только величиной момента инерции  $\Theta_4$  правой массы (сменного маховика) на фиг. 1. Ниже эти установки обозначены индексами II, III, IV соответственно индексам установленных в них маховиков.

Во всех опытных установках оставались постоянными следующие параметры (фиг. 1):

моменты инерции масс	жесткости участков вала
$\Theta_1 = 0,320 \text{ кгсм сек}^2;$	$c_{1-2} = 1,955 \cdot 10^5 \text{ кгсм};$
$\Theta_2 = 1,803 \text{ кгсм сек}^2;$	$c_{2-3} = 8,08 \cdot 10^5 \text{ кгсм}.$
$\Theta_3 = 0,128 \text{ кгсм сек}^2;$	

Величины моментов инерции сменных маховиков  $\Theta_4$  и жесткостей  $C_{3-4}$  участка 3—4 вала приведены в табл. 1. Здесь же приведены значения угловых частот свободных колебаний опытных систем  $\omega$  и соответствующих расчетных резонансных чисел оборотов  $n_{рез}$  (для одноузловых резонансных колебаний 2 и 3 порядков). Частоты свободных колебаний  $\omega$  были подсчитаны обычным путем по методу Толле.

Каждая из установок II, III, IV была подвергнута торсиографированию при целом ряде скоростей вращения вала двигателя. Скорости двигателя (то есть скорости электромотора) выбирались в достаточно широком интервале, чтобы иметь возможность зарегистрировать критические (резонансные) числа оборотов вала установки, соответствующие резонансам с гармоническими составляющими второго и третьего порядков инерционного возбуждающего момента на валу двигателя.

При торсиографировании установки, применялись электроторсиограф с индукционным датчиком сейсмического типа<sup>1)</sup> с регистрацией колебаний при помощи катодного и шлейфового осциллографов и механический торсиограф Гейгера, с ременным приводом.

Датчик электроторсиографа был установлен на конце вала 3—4 возле сменного маховика. Таким образом торсиографируемым сечением вала установки являлось сечение у массы 4.

<sup>1)</sup> Этот торсиограф был разработан и изготовлен в лаборатории двигателей внутреннего сгорания Томского политехнического института.

Таблица 1

Условный индекс установки	$\Theta_4$ (кгсм/сек <sup>2</sup> )	$C_{3-4}$ (кгсм)	$\omega$ $\left(\frac{1}{\text{сек}}\right)$	Резонансные числа оборотов $n_{рез}$ (об/мин)	
				при $h=2$	при $h=3$
II	0,602	$0,561 \cdot 10^5$	333	1590	1060
III	1,604	$0,545 \cdot 10^5$	233	1105	737
IV	2,301	$0,622 \cdot 10^5$	224	1070	714

По результатам обработки торсиограмм (для каждой установки отдельно) строились резонансные кривые. По максимумам этих кривых определялись резонансные амплитуды колебаний 4 массы  $\Phi_{4abc}$  и соответствующие критические числа оборотов вала двигателя.

В табл. 2 приведены опытные значения резонансных чисел оборотов  $n_{рез}$  и амплитуд  $\Phi_{4abc}$ , а также значения резонансных амплитуд колебаний первой  $\Phi_{1abc}$  и третьей (цилиндровой)  $\Phi_{3abc}$  масс установки, подсчитанные обычным путем, исходя из известных величин  $\Phi_{4abc}$  и кривой формы свободных колебаний вала.

Таблица 2

Условный индекс установки	$h$ порядок резонансных колебаний	$n_{рез}$ (об/мин)	Резонансные амплитуды колебаний в радианах		
			$\Phi_{4abc}$	$\Phi_{3abc}$	$\Phi_{1abc}$
II	2	1605	0,00558	0,00102	0,00179
	3	1090	0,00225	0,00413	0,000722
III	2	1100	0,00885	0,00533	0,00685
	3	738	0,00348	0,00209	0,00269
IV	2	1060	0,0102	0,00913	0,0115
	3	709	0,00421	0,00377	0,00475

Из табл. 1 и 2 видно, что расхождение между опытными и расчетными значениями резонансных чисел оборотов не превосходит 3%. Поэтому ниже были использованы расчетные значения резонансных чисел оборотов.

Данные в табл. 1 и 2 позволяют определить, путем соответствующих подсчетов, экспериментальные значения коэффициентов демпфирования в описанных выше опытных установках. Результаты этих подсчетов приведены в табл. 3.

Методика подсчетов, естественно, зависит от принимаемой методики оценки и учета демпфирующих сил в моторных установках. Ниже приводятся использованные автором зависимости, вытекающие из известных в настоящее время методов расчета амплитуд резонансных крутильных колебаний.

Коэффициенты демпфирования  $k_0$  по методу Видлера подсчитывались по выражению [3,6]<sup>1)</sup>:

$$k_0 = \frac{M_h}{F \cdot r^2 \cdot \Phi_{1abc} \cdot \omega \cdot \varphi_3} \frac{\text{кгсек}}{\text{см}^3},$$

где  $M_h$  — амплитуда гармонического возбуждающего момента  $h$ -го порядка,

$\varphi_3$  — относительная амплитуда колебаний 3 массы,

$F$  — площадь поршня (в нашем случае  $F = 28,3 \text{ см}^2$ );

$r$  — радиус кривошипа (в нашем случае  $r = 4,5 \text{ см}$ ).

Коэффициенты усиления  $\beta$  по методу Кер Вильсона подсчитывались по выражению [4]

$$\beta = \frac{\Phi_{1abc}}{\Phi_{01}},$$

где

$$\Phi_{01} = \frac{M_h \cdot \varphi_3}{\omega^2 \cdot \sum_{i=1}^4 \Theta_i \cdot \varphi_i^2} \text{ — равновесная амплитуда первой массы системы.}$$

Коэффициенты демпфирования  $D$  по В. К. Житомирскому определялись по формуле [1]

$$D = \frac{1}{2\beta}.$$

Для определения коэффициентов усиления  $\beta_n$  по И. Ш. Нейману применялась формула [5]

$$\beta_n = \frac{\Phi_{1abc}}{\Phi_{1ct}},$$

где

$$\Phi_{1ct} = \frac{M_h}{c_{03}} \text{ — „статическая“ амплитуда первой массы системы;}$$

$c_{03}$  — крутильная жесткость участка вала между узлом и 3 массой системы.

При подсчете коэффициентов гистерезисного демпфирования  $a$  по Льюису использовалось выражение [3] (при условно принятом значении показателя степени  $q = 3$ ):

$$a_0 = \frac{\pi \cdot M_h \cdot \varphi_3}{\Phi_{1abc}^{q-1} \cdot v},$$

где

$$v = \frac{4}{\pi} \sum_{i=1}^3 V_i \left( \frac{16 \cdot \Delta \varphi_i \cdot c_{i,i+1}}{\pi d^3} \right)^q \text{ — константа системы (подсчитывается)}$$

<sup>1)</sup> Эти и приведенные ниже выражения записаны применительно к нашему случаю — для одноцилиндрового двигателя.

при расчете частот свободных колебаний и упругих форм).

Здесь:  $V_i$  — объем участка вала между массами  $i$  и  $i+1$ ,

$\Delta\varphi_i = \varphi_{i+1} - \varphi_i$  — относительная закрутка данного участка вала,

$c_{i,i+1}$  — жесткость участка вала между массами  $i$  и  $i+1$ ,

$d$  — диаметр участка вала,

$q$  — показатель степени гистерезиса.

Амплитуды инерционных гармонических возбуждающих моментов на основании [6] определялись по выражению:

$$M_h = b \cdot \eta^2 \text{ кгсм},$$

где  $\eta = \frac{\omega}{h}$  — средняя угловая скорость вала, соответствующая резонанс-

ному числу оборотов,

$b$  — коэффициент, учитывающий массы шатунно-кривошипного механизма цилиндра и зависящий от порядка момента; в нашем случае для гармоники второго порядка  $b = 54,69 \cdot 10^{-4} \text{ кгсмсек}^2$ , для гармоники третьего порядка  $b = 20,53 \cdot 10^{-4} \text{ кгсмсек}^2$ .

Для характеристики степени изменения момента инерции 4 массы в табл. 3 даны отношения момента инерции 4 массы данной установки к моменту инерции той же массы установки II.

Таблица 3

Индекс установки	Момент инерции 4 массы, отнесенный к моменту инерции той же массы системы II	$h$	Коэффициенты демпфирования			Коэффициенты усиления	
			по Видлеру $k_0$	по Льюису (при $q=3$ ) $\frac{4}{\pi} a_0$	по В. К. Житомирскому $D$	по Кер Вильсону $\beta$	по И. Ш. Нейману $\beta_n$
II малый маховик	1,0	2	0,660	$1720 \cdot 10^{-12}$	0,0293	17,1	4,31
		3	0,274	$1760 \cdot 10^{-12}$	0,0122	41,0	10,3
III средний маховик	2,67	2	0,0880	$455 \cdot 10^{-12}$	0,0171	29,3	13,5
		3	0,0374	$489 \cdot 10^{-12}$	0,00725	69,0	31,9
IV большой маховик	3,83	2	0,0497	$233 \cdot 10^{-12}$	0,0126	39,6	22,1
		3	0,0202	$230 \cdot 10^{-12}$	0,00511	97,8	54,4

Из табл. 3 видно, что коэффициенты демпфирования зависят от величины момента инерции 4 массы установки и оказались в наших опытах различными для колебаний второго и третьего порядков.

При увеличении массового момента инерции маховика в 3,8 раза значения коэффициента демпфирования по Видлеру  $k_0$  уменьшились в 13,5 раз, значения коэффициента демпфирования по Льюису  $a$  уменьшились в 7,5 раз; значения коэффициентов  $\beta$  и  $\beta_n$  возрасли в 5 раз и т. д.

Коэффициенты демпфирования по Видлеру  $k_0$  при резонансных колебаниях второго порядка оказались приблизительно в 2,4 раза большими, чем при колебаниях третьего порядка; коэффициенты усиления по Кер Вильсону  $\beta$  при резонансных колебаниях второго порядка приблизительно в 2,4 раза меньше, чем при колебаниях третьего порядка и т. д.

Из этих опытных данных следует, что демпфирование в однотипных моторных установках, отличающихся друг от друга только величиной момента инерции одной из масс, уже нельзя оценивать коэффициентом демпфирования одной и той же величины.

Численное значение коэффициента демпфирования даже для данной конкретной установки не остается постоянной величиной. Оно зависит, например, от порядка резонансных колебаний в системе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Житомирский В. К. Крутильные колебания валов авиационных поршневых двигателей. Оборонгиз. М., 1952.
  2. Нечаев В. К. К вопросу о характеристиках демпфирующих сил в моторных установках с поршневыми ДВС. Известия Томского политехнического института т. 85, 1957.
  3. Шаталов К. Т. Вопросы экспериментальных исследований крутильных колебаний валов двигателей. Сб. „Динамика и прочность коленчатых валов“. АН СССР, М.-Л., 1948.
  4. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность. Под ред. И. Ш. Неймана и Т. М. Мелькумова. Оборонгиз. М., 1950.
  5. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Оборонгиз. М.-Л., 1940.
  6. Нечаев В. К. Теоретические торсиограммы для вала двигателя внутреннего сгорания. Известия Томского индустриального института, том 58, вып. II, 1937.
  7. Болгов А. Т. О некоторых характеристиках демпфирования крутильных колебаний валов установок с поршневыми ДВС. Кандид. диссертация. ТПИ. Томск, 1956.
-